

І. І. ТИНЬЯНОВА, В. Е. ДРАНКОВСЬКИЙ, К. С. РЕЗВА, О. В. КОСОРУКОВ**МОДЕЛЮВАННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОБОРОТНОЇ ГІДРОМАШИНИ**

Вимоги сучасних потужних енергосистем до вирівнювання графіку навантаження обумовлюють будівництво гідроакмулюючих електростанцій, як найбільш ефективних для роботи в пікових зонах навантаження. Успішне рішення задачі створення високоефективного устаткування для ГАЕС багато в чому залежить від правильного вибору геометрії елементів проточної частини оборотної машини які забезпечують необхідний рівень її енергетичних показників. В роботі розглянуті питання моделювання гідродинамічних характеристик лопатевих систем оборотної гідромашини, що базується на спільному використанні моделі осередненого потоку та спрощеної моделі просторового потоку в безлопатевих ділянках проточної частини. Наведено вирази, що встановлюють зв'язок гідродинамічних характеристик з безрозмірними комплексами, та виражають загальні закономірності взаємодії потоку з робочим колесом оборотної гідромашини, показано справедливості рівнянь теоретичних характеристик оборотної гідромашини в досить широкому діапазоні робочих режимів. Розглядається вплив гідродинамічних характеристик лопатевих систем на формування енергетичних характеристик оборотної гідромашини. Аналіз гідродинамічних характеристик окремих елементів проточної частини дозволяє проаналізувати їхній вплив на енергетичні характеристики, результати такого аналізу є основою для вирішення великого кола питань, що виникають при проектуванні оборотної гідромашини. В даній роботі були проведені чисельні дослідження оборотної гідравлічної машини ОРО500. Характер залежностей наведених у статті підтверджує доцільність використання безрозмірних комплексів для розрахунку та аналізу енергетичних залежностей оборотної гідромашини. Розрахункові дані свідчать про визначальний вплив гідродинамічних параметрів просторової решітки як на параметри оптимального режиму, так і на характер залежності ККД і потужності при відході від нього. Вибір найбільш ефективного методу залежить від стадії проектування проточної частини та від поставленої задачі. Уточнити проведені розрахунки методом осереднених параметрів можливо завдяки сучасним програмам для чисельного дослідження просторової течії.

Ключові слова: оборотна гідромашина, проточна частина, робоче колесо, гідродинамічні характеристики, геометричні та режимні параметри, енергетичні показники.

И. И. ТИНЬЯНОВА, В. Э. ДРАНКОВСКИЙ, К. С. РЕЗВАЯ, А. В. КОСОРУКОВ**МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОБРАТИМОЙ ГИДРОМАШИНЫ**

Требования современных энергосистем к выравниванию графика нагрузки обуславливают строительство гидроаккумулирующих электростанций, как наиболее эффективных для работы в пиковых зонах нагрузки. Успешное решение задачи создания высокоэффективного оборудования для ГАЭС во многом зависит от правильного выбора геометрии элементов проточной части обратной машины, которые обеспечивают необходимый уровень ее энергетических показателей. В работе рассмотрены вопросы моделирования гидродинамических характеристик лопатных систем обратной гидромашини, которая базируется на общем использовании модели осередненного закрученного потока и упрощенной модели пространственного потока в безлопастных участках проточной части. Приведены выражения, которые устанавливают связь гидродинамических характеристик с безразмерными комплексами, и выражают общие закономерности взаимодействия потока с рабочим колесом обратной гидромашини. Рассматривается влияние гидродинамических характеристик лопатных систем на формирование энергетических характеристик обратной гидромашини. Анализ гидродинамических характеристик отдельных элементов проточной части позволяет проанализировать их влияние на энергетические характеристики обратной гидромашини. Результаты такого анализа являются основой для решения большого круга вопросов, которые возникают при проектировании обратной гидромашини. В данной работе были проведенные численные исследования обратной гидромашини ОРО500. Характер зависимостей, приведенных в статье, подтверждает целесообразность использования безразмерных комплексов для расчета и анализа энергетических зависимостей обратной гидромашини. Расчетные данные свидетельствуют об определяющем влиянии гидродинамических параметров пространственной решетки как на параметры оптимального режима, так и на характер зависимости КПД и мощности при отходе от него. Выбор наиболее эффективного метода зависит от стадии проектирования проточной части и от поставленной задачи. Уточнение проведенных расчетов методом осередненных параметров возможно благодаря программам для численного исследования пространственного течения.

Ключевые слова: обратимая гидромашина, проточная часть, рабочее колесо, гидродинамические характеристики, геометрические и режимные параметры, энергетические показатели.

I. I. TINYANOVA, V. E. DRANKOVSKIY, K. S. REZVAYA, O. V. KOSORUKOV**MODELING OF THE HYDRODYNAMIC CHARACTERISTICS OF A REVERSIBLE HYDRAULIC MACHINE**

The requirements of modern energy systems to load leveling determine the designing and building of pumped storage power stations as the most effective to work in areas of peak load. Successful solution of the problem of creating highly efficient equipment for PSP depends largely on the correct choice of the geometry of the elements of the water passage of the reversible hydraulic machine, which provide the necessary level of its energy characteristics. In this paper, the issues of modeling the hydrodynamic characteristics of bladed systems of a reversible hydraulic machine, which is based on the general use of the averaged swirling flow model and the simplified spatial flow model in the bladeless sections of the water passage, are considered. Formulas that establish the relation between hydrodynamic characteristics and dimensionless complexes, and show the general laws of the interaction of the flow with a runner of the reversible hydraulic machine are reported. The influence of hydrodynamic characteristics of blade systems on the formation of the energy characteristics of a reversible hydraulic machine are considered. Analysis of the hydrodynamic characteristics of individual elements of the water passage allows to analyze their influence on the energy characteristics of a reversible hydraulic machine. The results of this analysis are the basis for solving a wide range of issues that appear during designing a reversible hydraulic machine. In this paper, the numerical studies of the reversible ORO500 hydraulic machine were carried out. The nature of the dependencies, which were given in the paper, confirms the expediency of using dimensionless complexes for calculating and analyzing the energy dependences of a reversible hydraulic machine. The calculated data testify to the determining influence of the hydrodynamic parameters of spatial lattices not only on the parameters of the optimal mode but also on the nature of the dependence of the efficiency and power upon departure from it. The choice of the

most effective method depends on the design stage of the water passage and on the task at hand. Refinement of the calculations performed by the method of averaged parameters is possible using programs for the numerical study of the spatial flow.

Keywords: reversible hydraulic machine, water passage, runner, hydrodynamic characteristics, geometric and operating parameters, energy characteristics.

Вступ. Споживання енергії відбувається впродовж дня нерівномірно. Ця проблема вирішується шляхом регулювання виробленої енергії за допомогою участі маневрових потужностей. ГАЕС мають високу експлуатаційну маневреність: час пуску і зміни режимів гідроагрегатів ГАЕС складає лише 2–3 хвилини для виходу на повну потужність, тоді як сучасні газотурбінні або парогазові установки вимагають 5–10 хвилин. ГАЕС дають унікальну можливість подвійного регулювання потужності – в генераторному і насосному режимах це дозволяє використати її при рішенні широкого діапазону режимних завдань, пов'язаних з потребами в регулюванні:

- робота в Єдиній енергетичній системі по регулюванню добового графіку навантаження;

- оптимізація роботи теплових та атомних електростанцій, поліпшення їх техніко-економічних показників, зниження шкідливих викидів в атмосферу;

- виконання функцій аварійного резерву генеруючої потужності, що швидко вводиться.

Гідроакмулюючі електростанції отримали широке поширення у світі: нині будується близько сорока нових ГАЕС у багатьох країнах світу.

Основна частина. З проведеного аналізу робіт по дослідженню робочого процесу оборотних гідромашин [1–5] витікає, що нині питанням із створення проточних частин радіально-осьових високонапірних оборотних машин не приділяється належної уваги. Для ГАЕС визначальним, при виборі параметрів, являється насосний режим, оскільки оборотна гідромашина повинна забезпечувати необхідний напір і необхідні характеристики кавітації в насосному режимі роботи за умови досягнення в турбінному режимі при розрахунковому напорі необхідної встановленої потужності з максимальним ККД. Різниця оптимального режиму з розрахунковим вимагає ретельного дослідження проточної частини оборотної гідромашини при турбінному режимі з метою обґрунтованого визначення розрахункової потужності, резервів підвищення гідравлічного ККД і зменшення інтенсивності гідродинамічних нестационарностей.

Покращення енергетичних якостей оборотної гідромашини в першу чергу залежить від гідродинамічних характеристик елементів проточної частини. У теорії робочого процесу використовуються різні підходи до визначення гідродинамічних характеристик лопатевих систем – залежностей, що відображають зв'язок кінематичних, енергетичних і параметрів силової взаємодії від геометричних і режимних параметрів [6–8]. При дослідженні і аналізі гідродинамічних характеристик лопатевих систем (направляючого апарата та робочого колеса) виявляється необхідним знання, як осереднених параметрів потоку, так і розподілу кінематичних

параметрів потоку в характерних перерізах проточної частини.

Аналіз гідродинамічних характеристик окремих елементів проточної частини дозволяє проаналізувати їхній вплив на енергетичні характеристики оборотної гідромашини. Результати такого аналізу є принциповою основою для вирішення великого кола питань, що виникають при проектуванні оборотної гідромашини. Це питання, які стосуються можливості підвищення максимального ККД та підвищення потужності при збереженні рівня ККД, поліпшення виду кривих ККД і потужності при відході від оптимального режиму та ін.

ККД гідротурбіни пов'язаний з гідравлічним ККД:

$$\eta = \eta_{\Gamma} \eta_{\Delta} \eta_0;$$

$$\eta_{\Gamma} = \frac{N_{\Gamma}}{\rho g Q_k H} = \frac{H_T}{H},$$

де η_{Γ} – гідравлічний ККД;

$N_{\Gamma} = \rho g Q_k H_T$ – гідравлічна потужність робочого колеса;

H_T – теоретичний напір оборотної гідромашини у турбінному режимі;

$$\eta_{\Delta} = \frac{N_{\Gamma} - N_{TH}}{N_{\Gamma}} \text{ – дисковий ККД робочого колеса,}$$

що залежить від відносної величини втрат на тертя на зовнішніх поверхнях робочого колеса;

$N_{TH} = M_{TH} \omega$ – потужність тертя на зовнішніх поверхнях робочого колеса;

M_{TH} – момент тертя на зовнішніх поверхнях робочого колеса;

$$\eta_0 = \frac{Q_k}{Q} = \frac{Q - q}{Q} = 1 - \frac{q}{Q} \text{ – об'ємний ККД;}$$

Q_k – витрата через робоче колесо;

q – витрата витоку через ущільнення робочого колеса.

У припущенні відсутності об'ємних витоків $\eta = \eta_{\Gamma} \eta_{\Delta}$.

Коефіцієнти гідравлічного моменту, гідравлічної потужності, теоретичного напорі і втраченого напорі:

$$k_{M\Gamma}^* = \frac{M_{\Gamma}}{\rho \omega^2 D^5}, \quad k_{N\Gamma}^* = \frac{N_{\Gamma}}{\rho \omega^3 D^5};$$

$$k_{HT}^* = \frac{g H_T}{\omega^2 D^2}, \quad k_{h\Gamma}^* = \frac{g h_{\Gamma}}{\omega^2 D^2};$$

$$\text{де } N_{\Gamma} = M_{\Gamma} \omega, \quad H_T = \frac{M_{\Gamma} \omega}{\gamma Q_k}.$$

Зв'язок введених в розгляд безрозмірних комплексів з наведеними величинами,

використовуваними в гідротурбобудуванні, наводиться:

$$k_Q^* = \frac{Q}{\omega D^3} = \frac{30 Q'_I}{\pi n'_I};$$

$$k_H^* = \frac{g H}{\omega^2 D^2} = \frac{30^2 g}{\pi^2 n'^2} = \frac{g K_Q^{*2}}{Q_I'^2};$$

$$k_{HT}^* = \frac{30^2 g \eta_\Gamma}{\pi^2 n_I'^2} = \frac{g \eta_\Gamma K_Q^{*2}}{Q_I'^2};$$

$$k_{MT}^* = k_{HT}^* k_Q^* = \frac{N_\Gamma}{\rho \omega^3 D^5} = \frac{g Q_k H_T}{\omega^3 D^5}.$$

Для встановлення зв'язку безрозмірних комплексів k_Q^* , k_H^* , k_{HT}^* , k_{MT}^* з наведеними величинами використовуємо рівняння балансу енергії і основне рівняння гідромашин:

$$H = H_T + h_\Gamma, \quad H_T = \frac{(\bar{\Gamma}_1 - \bar{\Gamma}_2) \omega}{2 \pi g}$$

в безрозмірній формі:

$$k_H^* = k_{HT}^* + k_{h\Gamma}^*, \quad k_{h\Gamma}^* = \frac{g h_\Gamma}{\omega^2 D^2},$$

де $k_{h\Gamma}^*$ – коефіцієнт гідравлічних втрат.

Вирази гідравлічного ККД і наведених оборотів, витрати, і гідравлічної потужності η_Γ , \dot{n}_I , \dot{Q}_I , \dot{N}_I через коефіцієнти k_{HT}^* , $k_{h\Gamma}^*$ [6]:

$$\eta_\Gamma = \frac{\pi^2 k_{HT}^* \left(\kappa_Q^*, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L' \right)}{30^2 g} n_I'^2;$$

$$k_{HT}^* \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, \kappa_Q^*, L' \right) + k_{h\Gamma}^* \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, \kappa_Q^*, L' \right) = \left(\frac{30}{\pi} \right)^2 \frac{g}{n_I'^2};$$

$$\dot{n}_I = \sqrt{\frac{g 30^2}{(k_{HT}^* + k_{h\Gamma}^*) \pi^2}};$$

$$\dot{Q}_I = \frac{\pi}{30} k_Q^* \dot{n}_I;$$

$$\eta_\Gamma = \frac{k_{HT}^* \left(\kappa_Q^*, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L' \right)}{k_H^* \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, \kappa_Q^*, L' \right)} =$$

$$= \frac{k_{HT}^* \left(\kappa_Q^*, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L' \right)}{k_{HT}^* \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, \kappa_Q^*, L' \right) + k_{h\Gamma}^* \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, \kappa_Q^*, L' \right)};$$

$$\begin{aligned} \dot{N}_{I\Gamma} &= \frac{N_\Gamma}{D^2 H \sqrt{H}} = \frac{k_{MT}^* \rho \omega^3 D^5}{D^2 H \sqrt{H}} = \rho \frac{\pi^3}{30^3} k_{HT}^* k_Q^* n_I'^3 = \\ &= \frac{\rho k_{HT}^*}{k_Q^{*2}} Q_I'^3. \end{aligned}$$

За допомогою кінематичних комплексів $\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}$ і

k_Q^* наводимо наближені умови кінематичної подібності потоків в характерних перетинах проточної частини оборотної гідромашини – на виході з направляючого апарату, на вході та виході з робочого колеса, на вході у відсмоктуючу трубу [6, 9–11]. Основне рівняння встановлює зв'язок безрозмірних кінематичних комплексів (коефіцієнтів осереднених циркуляцій) у вхідному і вихідному перетинах робочого колеса, що обертається з постійною частотою обертання $\omega = \text{const}$:

$$\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} = k \frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q} - (1-k) \mu + (1-k) \frac{\pi}{2} \Lambda^2 k_Q,$$

де k , μ , Λ – гідродинамічні параметри просторової решітки, визначаються геометрією вихідної частини лопаті робочого колеса;

k – коефіцієнт прозорості решітки;

Λ – залежить від вихідної кромки і місця розташування її в меридіональній проекції;

μ – залежить від розподілу кутів уздовж вихідної кромки;

$$k_Q^* = \frac{Q}{\omega D^3} = \frac{30 Q'_I}{\pi n'_I} - \text{режимний параметр.}$$

Від розмірних співвідношень для інтегральних параметрів взаємодії потоку з робочим колесом доцільно перейти до залежностей між безрозмірними комплексами. Застосування безрозмірних комплексів дозволяє представити опис взаємодії потоку з робочим колесом в узагальненій формі.

Рівняння характеристик моменту, напору та потужності:

$$k_{MT}^* = \frac{(1-k)}{2\pi} \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + \mu \right) k_Q^{*2} - \frac{(1-k) \Lambda^2}{4} k_Q^*;$$

$$k_{HT}^* = \frac{(1-k)}{2\pi} \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + \mu \right) k_Q^* - \frac{(1-k) \Lambda^2}{4};$$

$$k_{MT}^* = \frac{(1-k)}{2\pi} \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + \mu \right) k_Q^{*2} - \frac{(1-k) \Lambda^2}{4} k_Q^*;$$

$$k_{MT}^* = k_{MT}^*.$$

Наведемо вирази, що встановлюють зв'язок приведених параметрів з безрозмірними комплексами, та виражають загальні закономірності взаємодії потоку з робочого колеса оборотної машини. Досвід показує справедливості рівнянь теоретичних

характеристик оборотної гідромашини в досить широкому діапазоні робочих режимів. Залежності для гідравлічного ККД, n'_I , Q'_I та N'_I :

$$\eta_{\Gamma} = \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 \frac{(1-k)}{2\pi g} \left[\left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + \mu \right) k_Q^* - \frac{\Lambda^2}{4} \right] n_I'^2;$$

$$n_I' = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g \eta_{\Gamma}}{\frac{(1-k)}{2\pi} \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + \mu \right) k_Q^* - \frac{(1-k)}{4} \Lambda^2}};$$

$$Q_I' = k_Q^* \sqrt{\frac{g \eta_{\Gamma}}{\frac{(1-k)}{2\pi} \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + \mu \right) k_Q^* - \frac{(1-k)}{4} \Lambda^2}};$$

$$N_I' = \gamma k_Q^* \eta_{\Gamma} \sqrt{\frac{g \eta_{\Gamma}}{\frac{(1-k)}{2\pi} \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + \mu \right) k_Q^* - \frac{(1-k)}{4} \Lambda^2}}.$$

В даній роботі були проведені чисельні дослідження оборотної гідравлічної машини ОРО500–В–100.

На рис. 1 наведені теоретичні та енергетичні залежності $\eta = f(k_Q^*)$, $k_{N\Gamma}^* = f(k_Q^*)$, $\eta = f(k_Q^*)$, $N_I' = f(k_Q^*)$ при $n_{I\text{опт}} = \text{const}$.

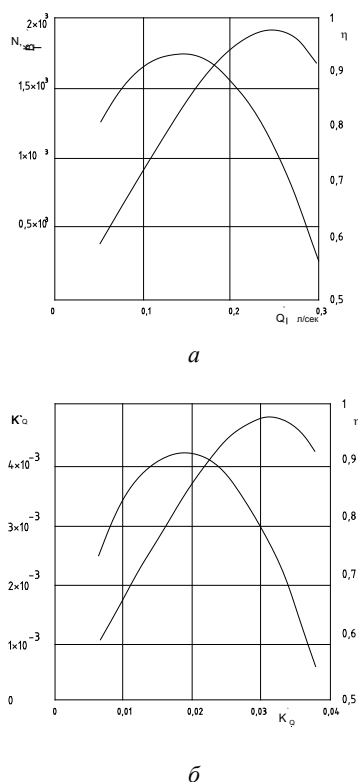


Рис. 1. Теоретичні та енергетичні залежності ОРО500–В–100:

a – залежності $\eta = f(k_Q^*)$, $k_{N\Gamma}^* = f(k_Q^*)$; b – залежності $\eta = f(k_Q^*)$, $N_I' = f(k_Q^*)$

Характер залежностей наведених на рис. 1 підтверджує доцільність використання безрозмірних комплексів для розрахунку та аналізу енергетичних залежностей оборотної гідромашини.

Для проведення чисельного дослідження просторового потоку в проточній частині високонапірної оборотної гідромашини необхідним є створення твердотільної моделі в програмі CAD (рис. 2).



Рис. 2. Твердотільна модель ОРО500–В–100

Розрахункова сітка створена для кожного елемента проточної частини. Для статора, направляючого апарату і робочого колеса був застосований секторний підхід, що дозволило скоротити час проведення розрахунків (рис. 3). Загальна кількість комірок розрахункової сітки становить 8,5 млн. (підвід – 6 млн., робоче колесо – 1 млн., відсмоктуюча труба – 1,5 млн.). В областях кромek проведено згущення сітки. В якості моделі турбулентності обрана стандартна k – ϵ модель, середнє значення $y^+ = 35$ (що допустимо для обраної моделі турбулентності) [13–20].

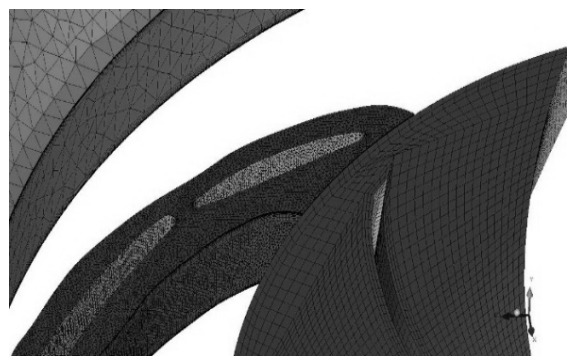


Рис. 3. Розрахункова сітка ОРО500–В–100

В якості граничних умов були прийняті режимні параметри (Q_I' , n_I') з універсальної характеристики. Обрані три режими роботи на оптимальному відкритті лопаток направляючого апарату (рис. 4).

Чисельне дослідження ОРО500–В–100 в турбінному режимі роботи були проведені в програмному комплексі OpenFOAM. Результати дослідження зведені в табл. 1.

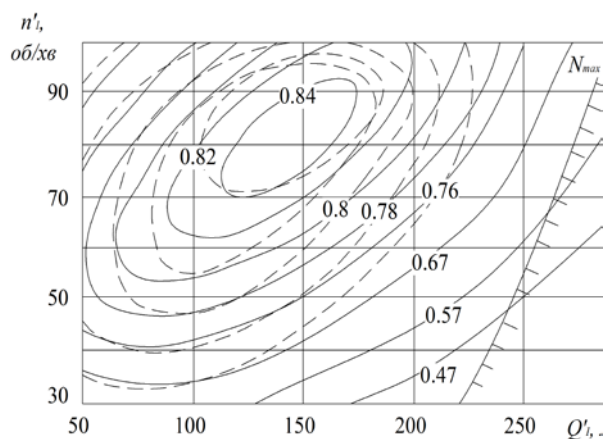


Рис. 4. Універсальна характеристика ОРО500-В-100

Таблиця 1 – Результати розрахунків енергетичних показників ОРО500-В-100

n'_I , об/хв	Q'_I , м³/с	N , кВт	M , Н·м	k_Q^*	η , % (3D)	η , % (експеримент)	η , % (розрахунок)
85	0,140	11,05	201,1	0,016	82,1	82,5	84,3
78	0,145	11,38	210,2	0,018	78,5	81,0	84,4
92	0,133	10,04	170,8	0,014	81,6	80,5	82,5

Для візуалізації течії рідини в елементах проточної частини (в оптимальному режимі роботи) були отримані поля розподілу швидкостей в підводі, робочому колесі і відсмоктуючій трубі (рис. 5–8).

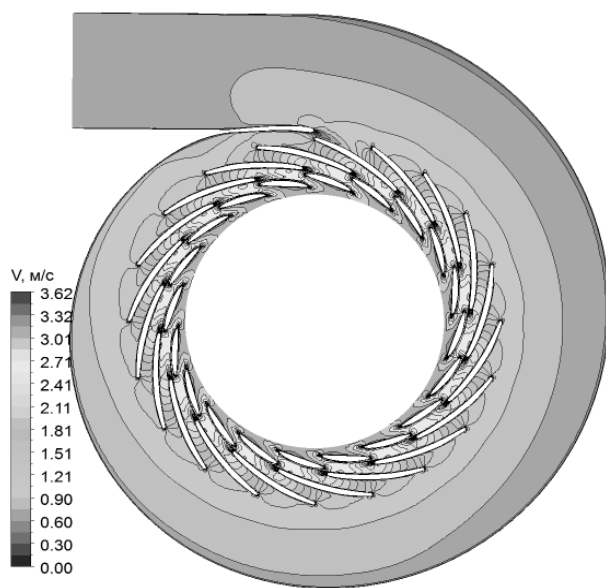


Рис. 5. Розподіл абсолютної швидкості в підводі на оптимальному режимі роботи

Чисельне дослідження показало, що в спіральній камері тиххідної високонапірної оборотної гідромашини спостерігається вихрова структура течії (рис. 8).

Аналіз результатів, отриманих при проведенні чисельних розрахунків просторової течії в'язкої рідини в робочих колесах радіально-осьової оборотної гідромашини в програмному комплексі OpenFOAM,

наочно показує особливості течії і дозволяє визначити характер розподілу швидкості, тиску, кутів потоку, що створюють лопатеві системи, забезпечуючи їх обґрунтоване проектування.

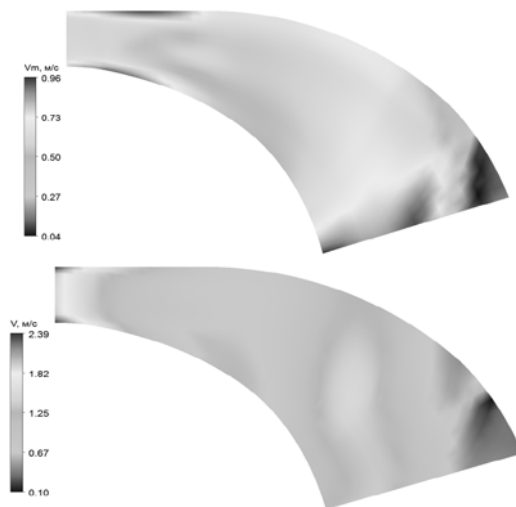


Рис. 6. Розподіл компонентів швидкості в меридіональному перетині лопаті робочого колеса (меридіональна і відносна)

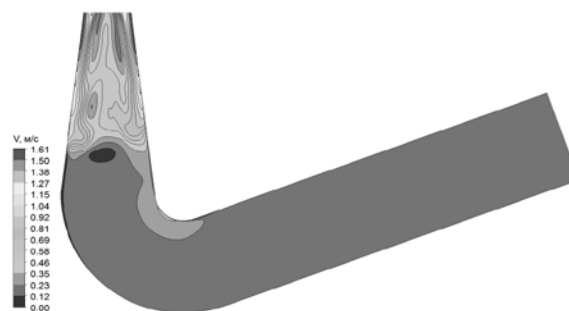


Рис. 7. Поля абсолютної швидкості у відсмоктуючій трубі

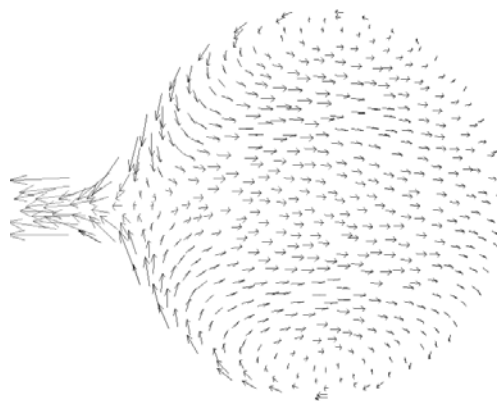


Рис. 8. Вихрова структура потоку в СК в оптимальному режимі (меридіональний перетин)

Проектування високонапірних оборотних гідромашин з високими енергетичними показниками базується на дослідженні балансу енергії. Загальний ККД гідромашини складається з гідрравлічного, дискового та об'ємного. Аналіз існуючих результатів досліджень показав, що гідрравлічні втрати займають

значну долю від загальних, тому в ході роботи були визначені гідравлічні втрати в елементах проточної частини насос-турбіни ОРО500–В–100 на основі методу осереднених безрозмірних параметрів та методу просторової течії (рис. 9).

В ході аналізу втрат в елементах проточної частини високонапірної оборотної гідромашини було визначено, що в елементах підводу (спіральній камері, статорі та направляючому апараті) значення втрат найбільші.

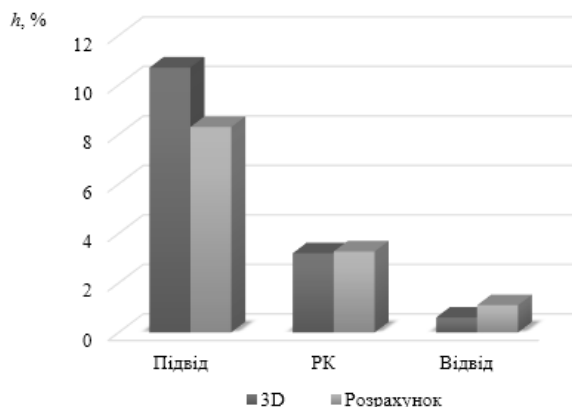


Рис. 9. Значення гідравлічних втрат в елементах проточної частини

Висновки: Для визначення гідродинамічних характеристик оборотної гідромашини в турбінному режимі необхідно знання безрозмірних комплексів. Застосування безрозмірних параметрів дозволяє повніше розкрити закономірності робочого процесу гідромашини та оцінити вплив геометрії робочих органів на енергетичні характеристики. Уточнювати проведені розрахунки можливо завдяки програмам для чисельного дослідження просторової течії. Вибір найбільш ефективного методу залежить від стадії проектування проточної частини та від поставленої задачі.

Список литературы

1. Ландау Ю. А. Основные тенденции развития гидроэнергетики Украины. *Научные работы*. Харьков. 2014. Т. 53, вып. 40. С. 82–86.
2. Рябенко О. А., Ключа О. О., Тимошук В. С. Роль ГАЭС в работе энергосистем. *Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах*. Київ. 2014. № 2. С. 167–170.
3. Кучерява І. М., Сорокіна Н. Л. Шляхи регулювання графіків навантаження та управління споживанням електричної енергії. *Гідроенергетика України*. 2007. № 4. С. 36–44.
4. Синюгин В. Ю., Магрук В. И., Родионов В. Г. *Гидроаккумулирующие электростанции в современной электроэнергетике*. Москва: ЭНАС, 2008. 352 с.
5. Тихомирова Н. В. ГАЭС на развивающемся энергорынке: инновации и инвестиции. *Гидротехническое строительство*. 2005. № 6. С. 30–37.
6. Колычев В. А., Дранковский В. Э., Мараховский М. Б. *Расчет гидродинамических характеристик направляющих аппаратов гидротурбины*. Харьков: НТУ «ХПИ», 2002. 216 с.
7. Колычев В. А., Миронов К. А., Тынянова И. И. Расчет и анализ баланса потерь энергии в высоконапорной радиально-осевой гидравлической турбине. *Східно-Європейський журнал передових технологій*. 2005. № 1/2 (13). С. 95–106.
8. Колычев В. А., Миронов К. А., Тынянова И. И. Общие закономерности рабочего процесса и их применение для расчета и анализа энергетических характеристик гидротурбин.

Східно-Європейський журнал передових технологій. Харків. 2006. № 4/3 (22). С. 54–64.

9. Дранковский В. Э., Резвая К. С. К расчету гидродинамических характеристик высоконапорной обратимой гидромашин в турбинном режиме работы на основе математического описания ее рабочего процесса. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2015. No. 3. P. 125–129.
10. Rezvaya K., Krupa E., Drankovskiy V., Potetenko O., Tynyanova I. The numerical research of the flow in the inlet of the high-head hydraulic turbine. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: New solution in modern technologies*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2017. No. 7 (1229). P. 97–102. doi: 10.20998/2413-4295.2017.07.13
11. Дранковский В. Э., Хавренко М. Ю. Определение расчетных параметров высоконапорных обратимых гидромашин. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2016. No. 20 (1192). P. 81–84.
12. Drankovskiy V. E., Rezvaya K. S., Krupa E. S. Calculating three-dimensional fluid flow in the spiral casing of the reversible hydraulic machine in turbine mode. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2016. No. 20 (1192). P. 53–57.
13. Дедков В. Н. Определение расчетных параметров обратимых гидромашин для диапазона напоров $H = 70\text{--}700$ м. *Проблемы машиностроения*. 2008. Т. 11, № 1. С. 7–11.
14. Селезнев В. Н. Расчетное определение энергетических характеристик радиально-осевой насос-турбины на основе трехмерного моделирования течения жидкости. *Известия Самарского научного центра Российской академии наук*. 2013. Т. 15, № 4–2. С. 583–587.
15. Nilsson H., Servantes M. Effect of inlet boundary conditions, on the computed flow in the Turbine–99 draft tube, using OpenFOAM and CFX. *26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems (19–23 August 2012, China, Beijing)*. Beijing, 2012.
16. Duan X. H., Kong F. Y., Liu Y. Y., Zhao R. J., Hu Q. L. The numerical simulation based on CFD of hydraulic turbine pump. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. Vol. 129. 2016.
17. Elin A., Lugova C., Kolesnik E. Testing of the CFX-5 package on the examples of flow of liquid and gas in the running parts of VNIIAEN specialization pumps: flow modeling in the flow part of the intermediate stage of the multistage centrifugal pump. *Scientific and practical journal "Pumps and equipment"*. 2007. Vol. 6 (47). P. 42–46.
18. Rusanov A., Rusanov R., Lampart P., Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. *Open Engineering*. 2015. Vol. 5. P. 399–410.
19. Starodubtsev Y. V., Gogolev I. G., Solodov V. G. Numerical 3D model of viscous turbulent flow in one stage gas turbine and its experimental validation. *Journal of Thermal Science*. 2005. Vol. 14. P. 136–141.
20. Bychkov I. M. Verification of the OpenFOAM application package on aerodynamic profile flow problems. *XIX school-seminar "Aerodynamics of Aircraft"*. 2008.
21. Stefan D., Rudolf P. Proper Orthogonal Decomposition of Pressure Fields in a Draft Tube Cone of the Francis (Tokke) Turbine Model. *Journal of Physics: Conference Series*. 2015. Vol. 579.

References (transliterated)

1. Landau Yu. A. Osnovnye tendentsii razvitiya gidroenergetiki Ukrainy [The main trends in the development of hydropower in Ukraine]. *Nauchnye raboty*. Kharkov. 2014, vol. 53, issue 40, pp. 82–86.
2. Ryabenko O. A., Klyukha O. O., Tymoshchuk V. S. Rol' HAES v roboti enerhosystem [The role of PSP in the operation of power systems]. *Vymiryuval'na ta obchyslyuval'na tekhnika v tekhnolohichnykh protsesakh*. Kyiv. 2014, no. 2, pp. 167–170.
3. Kucheryava I. M., Sorokina N. L. Shlyakhy rehulyuvannya hrafikiv navantazheniya ta upravlinnya spozhyvannam elektrychnoyi enerhiyi [Ways of adjusting load schedules and controlling the consumption of electric energy]. *Hidroenerhetyka Ukrainy*. 2007, no. 4, pp. 36–44.

4. Sinyugin V. Yu., Magruk V. I., Rodionov V. G. *Gidroakkumuliruyushchie elektrostantsii v sovremennoy elektroenergetike* [Pumped-storage power plants in modern power industry]. Moscow, ENAS Publ., 2008. 352 p.
5. Tikhomirova N. V. GAES na razvivayushchemsya energorynke: innovatsii i investitsii [PSP in the emerging energy market: innovation and investment]. *Gidrotekhnicheskoe stroitel'stvo*. 2005, no 6, pp. 30–37.
6. Kolychev V. A., Drankovskiy V. E., Marakhovskiy M. B. *Raschet gidrodinamicheskikh kharakteristik napravlyayushchikh apparatov gidroturbiny* [Calculation of the hydrodynamic characteristics of the wicket gate of the hydraulic turbine]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2002. 216 p.
7. Kolychev V. A., Mironov K. A., Tyn'yanova I. I. Raschet i analiz balansa poter' energii v vysokonapornoy radial'no-osevoy gidravlicheskoj turbine [Calculation and analysis of the energy loss balance in a high-head Francis hydroturbine]. *Skhidno-Yevropeys'ky zhurnal peredovykh tekhnolohiy*. 2005, no. 1/2 (13), pp. 95–106.
8. Kolychev V. A., Mironov K. A., Tyn'yanova I. I. Obshchie zakonomernosti rabochego protsessa i ikh primeneniye dlya rascheta i analiza energeticheskikh kharakteristik gidroturbin [General regularities of the working process and their application for the calculation and analysis of the energy characteristics of hydroturbines]. *Skhidno-Yevropeys'ky zhurnal peredovykh tekhnolohiy*. 2006, no. 4/3 (22), pp. 54–64.
9. Drankovskiy V. E., Rezvaya K. S. K raschetu gidrodinamicheskikh kharakteristik vysokonapornoy obratimoy gidromashiny v turbinnom rezhime raboty na osnove matematicheskogo opisaniya ee rabochego protsessa [To the calculation of the hydrodynamic characteristics of a high-head reversible hydraulic machine in a turbine mode of operation based on a mathematical description of its operation]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015, no. 3, pp. 125–129.
10. Rezvaya K., Krupa E., Drankovskiy V., Potetenko O., Tyn'yanova I. The numerical reseach of the flow in the inlet of the high-head hydraulic turbine. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: New solution in modern technologies*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2017, no. 7 (1229), pp. 97–102. doi: 10.20998/2413-4295.2017.07.13
11. Drankovskiy V. E., Khavrenko M. Yu. Opredelenie raschetnykh parametrov vysokonapornykh obratimyykh gidromashin [Determination of design parameters of high-pressure reversible hydraulic machines]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2016, no. 20 (1192), pp. 81–84.
12. Drankovskiy V. E., Rezvaya K. S., Krupa E. S. Calculating three-dimensional fluid flow in the spiral casing of the reversible hydraulic machine in turbine mode. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2016, no. 20 (1192), pp. 53–57.
13. Dedkov V. N. Opredelenie raschetnykh parametrov obratimyykh gidromashin dlya diapazona naporov $N = 70\text{--}700\text{ m}$ [Determination of the design parameters of reversible hydraulic machines for the range of head $H = 70\text{--}700\text{ m}$]. *Problemy mashinostroeniya*. 2008, vol. 11, no. 1, pp. 7–11.
14. Seleznev V. N. Raschetnoe opredelenie energeticheskikh kharakteristik radial'no-osevoy nasos-turbiny na osnove trekhmernogo modelirovaniya techeniya zhidkosti [Calculated determination of the energy characteristics of a radial-axial pump turbine based on three-dimensional modeling of fluid flow]. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiyskoy akademii nauk*. 2013, vol. 15, no. 4–2, pp. 583–587.
15. Nilsson H., Servantes M. Effect of inlet boundary conditions, on the computed flow in the Turbine–99 draft tube, using OpenFOAM and CFX. *26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems (19–23 August 2012, China, Beijing)*. Beijing, 2012.
16. Duan X. H., Kong F. Y., Liu Y. Y., Zhao R. J., Hu Q. L. The numerical simulation based on CFD of hydraulic turbine pump. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. Vol. 129. 2016.
17. Elin A., Lugova C., Kolesnik E. Testing of the CFX-5 package on the examples of flow of liquid and gas in the running parts of VNIIAEN specialization pumps: flow modeling in the flow part of the intermediate stage of the multistage centrifugal pump. *Scientific and practical journal "Pumps and equipment"*. 2007, vol. 6 (47), pp. 42–46.
18. Rusanov A., Rusanov R., Lampart P., Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. *Open Engineering*. 2015, vol. 5, pp. 399–410.
19. Starodubtsev Y. V., Gogolev I. G., Solodov V. G. Numerical 3D model of viscous turbulent flow in one stage gas turbine and its experimental validation. *Journal of Thermal Science*. 2005, vol. 14, pp. 136–141.
20. Bychkov I. M. Verification of the OpenFOAM application package on aerodynamic profile flow problems. *XIX school-seminar "Aerodynamics of Aircraft"*. 2008.
21. Stefan D., Rudolf P. Proper Orthogonal Decomposition of Pressure Fields in a Draft Tube Cone of the Francis (Tokke) Turbine Model. *Journal of Physics: Conference Series*. 2015, vol. 579.

Надійшло (received) 21.05.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Тиньянова Ірина Іванівна (Тынянова Ирина Ивановна, Tynyanova Irina Ivanovna) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1185-3458>; e-mail: t.irinai@ukr.net

Дранковський Віктор Едуардович (Дранковский Виктор Эдуардович, Drankovskiy Viktor Eduardovich) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9011-2094>; e-mail: drankovskiy50@ukr.net

Резва Ксенія Сергіївна (Резвая Ксения Сергеевна, Rezvaya Kseniya Sergeevna) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», асистент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2457-0097>; e-mail: rezvayaks@gmail.com

Косоруков Олександр Володимирович (Косоруков Александр Владимирович, Kosorukov Oleksandr Volodimirovich) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2854-2667>; e-mail: kosorukov@gmail.com